

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-042767

(43)Date of publication of application : 10.02.1995

(51)Int.Cl.

F16D 41/08

(21)Application number : 05-208297

(71)Applicant : AICHI MACH IND CO LTD
NTN CORP

(22)Date of filing : 30.07.1993

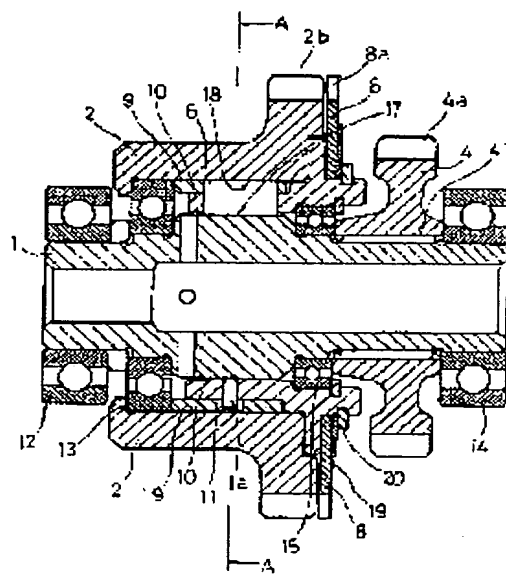
(72)Inventor : NISHIYUKI MASAOKI
NOJIRI HIROMI

(54) TWO-WAY DIFFERENTIAL CLUTCH

(57)Abstract:

PURPOSE: To ease an impact in time of clamping a sprag in a two-way differential clutch utilized with this sprag.

CONSTITUTION: In a two-way differential clutch with a sprag 6 which clamps an input gear 2 and a turning shaft 1 on the basis of a speed differential between this input gear 2 and a sun gear 8, kinetic energy in a driving gear system in time of clamping is set to be small by adjustments of the number of teeth of the sun gear 8, whereby impact force in time of sprag clamping is absorbed.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 10.06.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 11.04.2000

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-42767

(43) 公開日 平成7年(1995)2月10日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 D 41/08

識別記号

A

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数1 F D (全 5 頁)

(21) 出願番号 特願平5-208297

(22) 出願日 平成5年(1993)7月30日

(71) 出願人 390009896

愛知機械工業株式会社

愛知県名古屋市熱田区川並町2番20号

(71) 出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号

(72) 発明者 西幸 正明

名古屋市熱田区南一番町7番22号 愛知機械工業株式会社内

(72) 発明者 野尻 博海

静岡県磐田市明ヶ島1019番地68

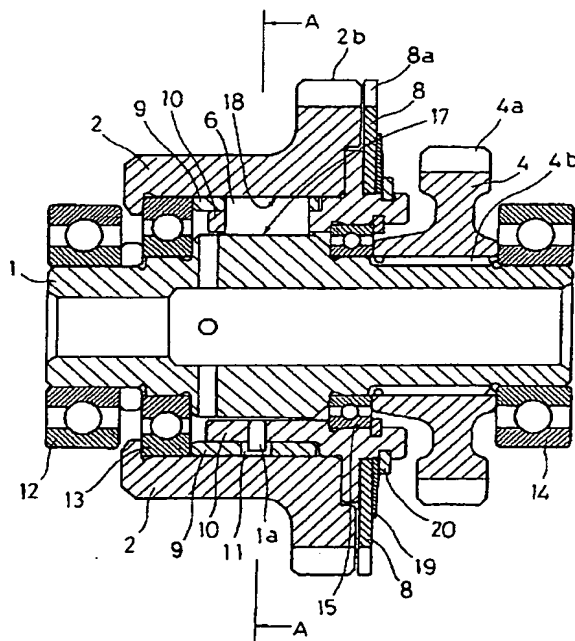
(74) 代理人 弁理士 清水 義久

(54) 【発明の名称】 2方向差動クラッチ

(57) 【要約】

【目的】 スブラグを利用した2方向差動クラッチにおけるスブラグのクランプ時の衝撃を緩和する。

【構成】 インプットギヤ2とサブギヤ8との間の差速に基づいてインプットギヤ2と回転軸1とをクランプするスブラグ6とを有する2方向差動クラッチにおいて、サブギヤ8の歯数の調整によりクランプ時における駆動ギヤ系の運動エネルギーを小さく設定することでスブラグクランプ時の衝撃力を緩和する。



1

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 回転軸と、該回転軸に対し相対回転可能であり、駆動ギヤにより回転駆動されるインプットギヤと、前記駆動ギヤにより同様に回転駆動され、前記インプットギヤよりも多い歯数を有するサブギヤと、前記インプットギヤと前記回転軸との間に介在され、前記インプットギヤと前記サブギヤとの間の差速に基づいて前記インプットギヤと前記回転軸とをクランプするスブラグとを有する 2 方向差動クラッチにおいて、前記サブギヤの歯数の調整によりクランプ時における前記駆動ギヤ系の運動エネルギーを小さく設定することを特徴とする 2 方向差動クラッチ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、スブラグクランプ時の衝撃力緩和を可能とする 2 方向差動クラッチに関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来、2 方向差動クラッチは、図 1 に縦断面図を、図 2 に図 1 の A-A 線断面図を、図 3、図 4 には作用説明図を、図 5 には要部拡大図を示すような構造に構成されている。図 1 において、1 は回転軸で、外周面には種々の段差部を有している。4 はアウトプットギヤで、回転軸 1 の一つの段差部にスプライン 4 b により結合されている。4 a はアウトプットギヤ 4 の外周に設けられた歯で、出力側のギヤ（図示せず）と噛み合う。17 は外周円筒面で、回転軸 1 の外周の別の段差部にインプットギヤ 2 と並列に形成されている。インプットギヤ 2 は、内周円筒面 18 を持ち、外周円筒面 17 の外周に隙間を有して外挿されている。2 b はインプットギヤ 2 の外周に形成された歯で、エンジン側のギヤ（図示せず）と噛み合う。

【0003】図 5 の要部拡大図に見られるように、インプットギヤ 2 の内周円筒面 18 と回転軸 1 の外周円筒面 17 間には、複数のスブラグ 6 が円周方向に所定間隔で配設されている。このスブラグ 6 が対向する円筒面 17、18 間に起立する中立状態において、スブラグ 6 の外径側円弧面 6 b 及び内径側円弧面 6 a と上記円筒面 17、18 間にラジアルスキマが形成される。又、中立状態からスブラグ 6 が円筒面 17、18 の周方向に倒れると、外径側円弧面 6 b 及び内径側円弧面 6 a が対向する円筒面 17、18 に係合する。上記スブラグ 6 の外径側端部は、インプットギヤ 2 の内周円筒面 18 に圧入等の方法で固定した外側保持部材 9 のポケット 9 a に埋まり込み、内径側端部は、外側保持部材 9 と回転軸 1 間にインプットギヤ 2 に対し摺動可能に挿入された内側保持部材 10 のポケット 10 a に埋まり込んでいる。外側保持部材 9 におけるポケット 9 a の周方向で対向する側面間の寸法は、内側保持部材 10 におけるポケット 10 a の周方向で対向する側面間の寸法より小さくなっている。

2

又、内側保持部材 10 におけるポケット 10 a の周方向で対向する側面の中央部には凹部 10 b が形成され、その凹部 10 b 内に組み込んだ一对の弾性体 7 はスブラグ 6 の内径側端部を両側から押圧し、図 5 に示したように、スブラグ 6 を中立状態に保持している。ここで、弾性体 7 として板バネ、コイルスプリング等を用いることができる。尚、図中 H は、鉄粉等の排出用孔である。

【0004】図 1 に戻り、図中 8 はサブギヤで、インプットギヤ 2 に並設されている。8 a はサブギヤ 8 の外周に設けられた歯で、インプットギヤ 2 と同じくエンジン側のギヤと噛み合う。サブギヤ 8 の内周側には前記内側保持部材 10 がインプットギヤ 2 の内周に摺動可能に挿入されている。サブギヤ 8 は内側保持部材 10 に取り付けた止め輪 20 と内側保持部材 10 の段差部側面の間に皿バネ 19 により圧接されている。外側保持部材 9 の内周側は一部が切り欠かれて切欠 11 が設けられ、一方、内側保持部材 10 には切欠 11 に対面する位置にストッパ 1 a が突設されている。12、14 は回転軸 1 を支持するベアリングで、13 はインプットギヤ 2 を、15 は内側保持部材 10 を支持するベアリングである。

【0005】以上のように構成された 2 方向差動クラッチの作用を説明すると、前記エンジン側のギヤの回転はこれと噛み合っているインプットギヤ 2 とサブギヤ 8 に伝達される。しかしながらインプットギヤ 2 の歯 2 b は、例えば歯数が 53 であるのに対し、サブギヤ 8 の歯 8 a は、例えば歯数が 54 と設定されており、同一駆動軸の回転によりサブギヤ 8 の回転はインプットギヤ 2 の回転より遅れることになる。従って、図 4 に見られるように、サブギヤ 8 に圧接されている内側保持部材 10 は、インプットギヤ 2 の回転に対して差速を有してストッパ 1 a が外側保持部材 9 の切欠 11 の端面に当接するまで相対回転する。そして、内側保持部材 10 のポケット 10 a 内に收容されたスブラグ 6 は、内側保持部材 10 の回転方向に倒れる。このため、図 4 に示すように、スブラグ 6 の内径側円弧面 6 a 及び外径側円弧面 6 b が対向する円筒面 17、18 に係合し、クラッチ作動可能状態になる。

【0006】ここで、車両が高速走行状態にある時は、アウトプットギヤ 4、即ち回転軸 1 の回転はインプットギヤ 2 の回転より早く回転するように設定されているので、スブラグ 6 は起立する方向に摩擦力を受け空転し、円筒面 17、18 に噛み込むことはない。これに対し、車両が発進状態にある時はインプットギヤ 2 の回転がアウトプットギヤ 4、即ち回転軸 1 の回転より速くなるように設定されており、前記クラッチが作動し、インプットギヤ 2 の回転力を回転軸 1 に伝達するようになる。尚、ストッパ 1 a が切欠 11 の壁面に当接した後、サブギヤ 8 に対して内側保持部材 10 は空転するので、サブギヤ 8 が破損することはない。このようにサブギヤ 8 の差速によるスブラグ 6 のクラッチ作動原理は、インプッ

トギヤ2の回転の方向には係わらないので、車両の後進時においても、この2方向差動クラッチは有効に機能するように構成されている。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】このような2方向差動クラッチにおいてエンジン側のギヤすなわち駆動ギヤの回転は、インプットギヤ2とサブギヤ8との間の差速によりスブラグ6が傾動してクラッチ作動位置に達してクランプした後に回転軸1に伝達されるので、スブラグ6のクランプが衝撃的に行われる問題点を有していた。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明は上記従来の問題点に鑑み案出したものであって、その要旨は、回転軸と、該回転軸に対し相対回転可能であり、駆動ギヤにより回転駆動されるインプットギヤと、前記駆動ギヤにより同様に回転駆動され、前記インプットギヤよりも多い歯数を有するサブギヤと、前記インプットギヤと前記回転軸との間に介在され、前記インプットギヤと前記サブギヤとの間の差速に基づいて前記インプットギヤと前記回転軸とをクランプするスブラグとを有する2方向差動クラッチにおいて、前記サブギヤの歯数の調整によりクランプ時における前記駆動ギヤ系の運動エネルギーを小さく設定することである。

【0009】

【作用】サブギヤは動力伝達に無関係なギヤであるが、このサブギヤの歯数を大きく設定することによりクランプ時の駆動ギヤ系の運動エネルギーを小さくできる。

【0010】

【実施例】以下、本発明の実施例を前記図1～図5において説明する。前記従来例で述べたように、2方向差動クラッチにおける前後進の切替えに際し、エンジン側のギヤすなわち駆動ギヤの回転は、インプットギヤ2とサブギヤ8との間の差速によりスブラグ6が傾動してクラッチ作動位置に達してクランプした後に回転軸1に伝達されるものである。

【0011】ここで、駆動ギヤの回転は図6に示すように直線的に増加し、 $\omega = a \cdot t$ の関係があるものとする。ここで ω ：駆動ギヤの回転角速度（rad/sec）、 a ：比例定数、 t ：時間（sec）である。

【0012】回転が立ち上がって t 時間後にスブラグ6がクランプしたとすると、クランプまでに要した駆動ギヤの回転角 θ は図6の斜線部分の面積であるから、 $\theta = \omega \cdot t / 2 = \omega^2 / (2 \cdot a)$ の式で求められる。

【0013】一方、 θ は、駆動ギヤ、インプットギヤ2及びサブギヤ8の歯数とスイッチ角（前後進の切替えに要する内側保持部材10のインプットギヤ2に対する回転角）とにより、 $\theta = \theta_s / (Z / Z_i - Z / Z_s)$ の

式で求められる。ここで、 θ_s ：スイッチ角（rad）、 Z ：駆動ギヤ歯数、 Z_i ：インプットギヤ歯数、 Z_s ：サブギヤ歯数である。

【0014】上記各式からクランプ時の駆動ギヤの角速度 ω は、 $\omega = \{ 2 \cdot a \cdot \theta_s / (Z / Z_i - Z / Z_s) \}^{1/2}$ の式で求められる。

【0015】クランプ時の衝撃力は駆動ギヤ系の運動エネルギーが変換されたものであり、この運動エネルギーは $E = J \cdot \omega^2 / 2 = J \cdot a \cdot \theta_s / (Z / Z_i - Z / Z_s)$ の式で求められる。ここで、 E ：駆動ギヤ系の運動エネルギー（Kq・m）、 J ：駆動ギヤ系の慣性モーメント（Kq・m・sec²）である。ここで、サブギヤ8は動力伝達に関係のないギヤであり、歯数を自由に設定できる。従って、サブギヤ8の歯数を大きく設定することにより、運動エネルギー E を小さくしてクランプ時の衝撃力を低減することができる。例えば、インプットギヤ2とサブギヤ8との歯数差を、1枚差－2枚差－3枚差と順次増加していくと、クランプまでに要した駆動ギヤの回転角 θ は図7に示すように $\theta_1 - \theta_2 - \theta_3$ と小さくなり、このため、クランプに要する時間 t は $t_1 - t_2 - t_3$ と短くなり、またクランプ時の駆動ギヤの角速度 ω も $\omega_1 - \omega_2 - \omega_3$ と小さくなる。この結果クランプ時の衝撃力を緩和することができるのである。

【0016】

【発明の効果】本発明は動力伝達に無関係なサブギヤの歯数を大きく設定することによりクランプ時の駆動ギヤ系の運動エネルギーを小さくするものであるから、動力伝達に影響することなくスブラグのクランプ時の衝撃力を緩和できる利点を有する。

【図面の簡単な説明】

【図1】2方向差動クラッチの縦断面図である。

【図2】図1のA-A線断面図である。

【図3】2方向差動クラッチの作用説明図である。

【図4】2方向差動クラッチの作用説明図である。

【図5】図2の要部拡大図である。

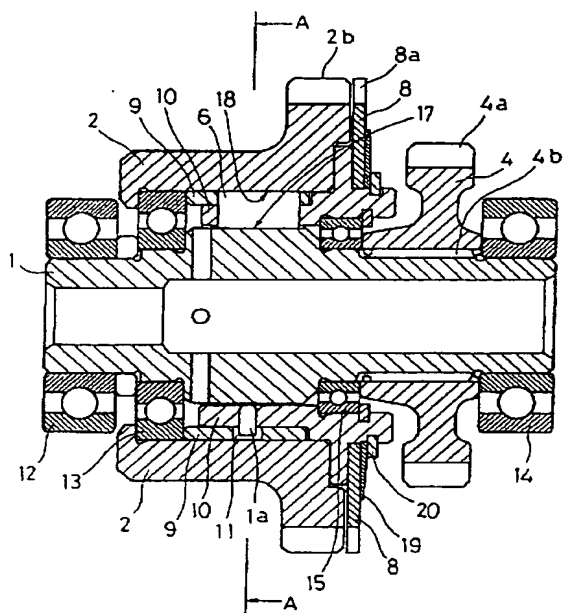
【図6】駆動ギヤの立ち上がり時間と駆動ギヤの回転角速度との関係を示す本発明の原理説明図である。

【図7】駆動ギヤの立ち上がり時間と駆動ギヤの回転角速度との関係を、インプットギヤとサブギヤとの歯数差の変化に関連して示した図6と同様な原理説明図である。

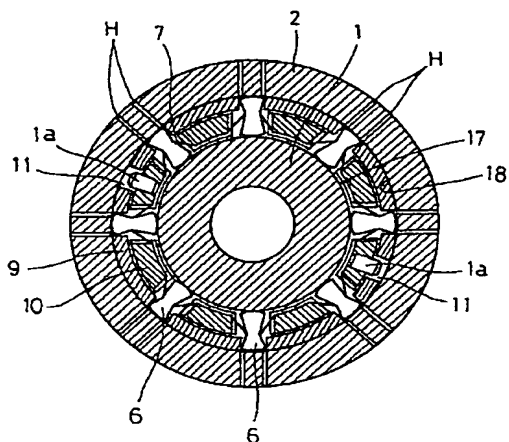
【符号の説明】

- 1 回転軸
- 2 インプットギヤ
- 4 アウトプットギヤ
- 6 スブラグ
- 8 サブギヤ

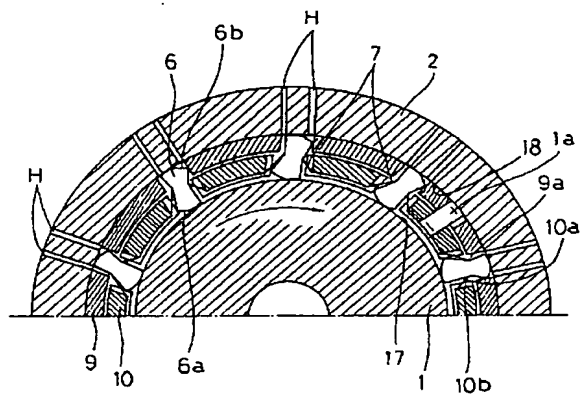
【図1】



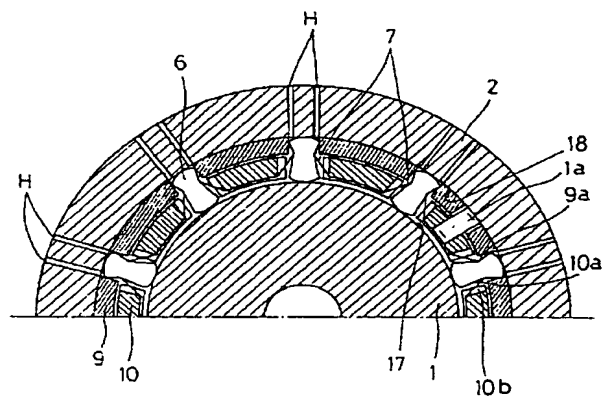
【図2】



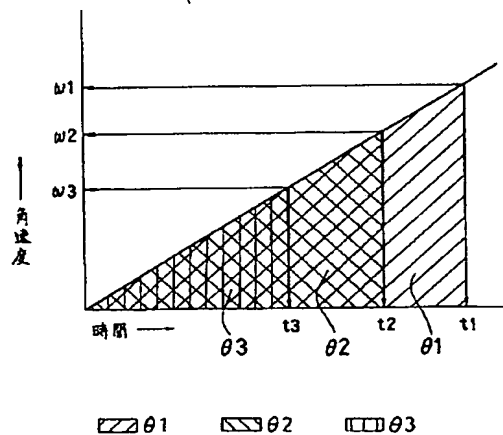
【図4】



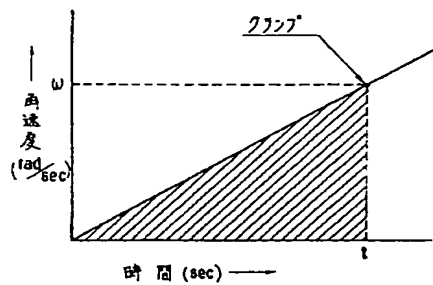
【図3】



【図7】



【図6】



【図5】

